



US5123388

Biblio

Desc

Claims

Page 1

Drawing

esp@cenet A3

**OTTO-CYCLE ENGINE**

POINM-113US

Patent Number: ☐ US5123388  
Publication date: 1992-06-23  
Inventor(s): KANESAKA HIROSHI (JP)  
Applicant(s): USUI KOKUSAI SANGYO KK (JP)  
Requested Patent: ☐ JP4005457  
Application Number: US19910650436 19910204  
Priority Number(s): JP19900105728 19900421  
IPC Classification: F02B75/02  
EC Classification: F01L1/344A  
Equivalents: ☐ FR2661212, ☐ GB2243664

**Abstract**

An Otto-cycle engine in which the expansion ratio is set in the range 11:1 to 16:1. A combustion knock sensor detects the onset knocking and a valve actuating timing-adjusting device mounted on the cam shaft that drives the suction valve, delays the timing at which the suction valve is closed, via an actuator in response to the output signal from the sensor. Thus, the substantial compression ratio is adjusted.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

## ⑫ 公開特許公報(A)

平4-5457

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>F 02 D 45/00  
13/02  
43/00

識別記号

3 4 5 B  
3 0 1 D  
3 0 1 Z  
3 0 1 S  
C

庁内整理番号

8109-3G  
6502-3G  
8109-3G  
8109-3G  
6965-3G

④ 公開 平成4年(1992)1月9日

// F 01 L 1/34

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全7頁)

⑥ 発明の名称 オットーサイクルエンジン

⑦ 特 願 平2-105728

⑧ 出 願 平2(1990)4月21日

⑨ 発 明 者 兼 坂 弘 神奈川県川崎市川崎区渡田向町8番2号

⑩ 出 願 人 株式会社兼坂技術研究所 神奈川県川崎市川崎区渡田向町8番2号

⑪ 代 理 人 弁理士 椎原 英一

## 明 細 書

1. 発明の名称 オットーサイクルエンジン

2. 特許請求の範囲

吸、排気弁を備えたエンジンの前記吸気弁の開時期を下死点後60度ないし140度に設定し、エンジンの膨脹比を全圧縮比より高く1.1ないし1.6に設定するとともに、前記吸気弁の駆動カム軸に弁開閉時期調整装置を介装し、且つエンジンにノックセンサと該センサの信号により弁開閉時期調整装置を制御するアクチュエータを備え、前記ノックセンサによりノッキングを発生初期に捉らえてその信号により前記アクチュエータを介して弁開閉時期調整装置により前記吸気弁の開時期を遅らせ、実質的圧縮比を調節することを特徴とするオットーサイクルエンジン。

3. 発明の詳細な説明

〈産業上の利用分野〉

本発明はオットーサイクルエンジン、殊にミラーサイクルを併用したエンジンにおいて、膨脹比を高める一方、エンジンの運転状態に応じて圧

縮比をノッキング発生限界までを高めて、出力の向上と、燃焼の改善を図ったオットーサイクルエンジンに関するものである。

〈従来の技術〉

一般によく知られたオットーサイクルエンジンは、圧縮比と膨脹比とを同一に設定した構造を有している。上記圧縮比は全負荷運転において発生するノッキングにより制限され、無過給エンジンは通常10程度、過給エンジンでは8.5程度が限界で、従って膨脹比も8.5及至10となり、シリンダ内で発生した高温、高圧の燃焼ガスは充分に膨脹することなく、有効な仕事量に変換されないまま高温の排気ガスとして排出され、従って熱効率は低い。

周知の通り、かかる高温の排気ガスは熱効率を低下させるばかりでなく、シリンダヘッドの熱応力を高め、亀裂を発生させ、また排気弁を高温としてその強度を下げ、時に折損させる。また、過給エンジンでは膨脹比の低下によって更に排気温度は高く、エンジンの熱応力は限界を超え、過渡

な混合気によって排気温度を下けているのが現状で、これが燃料消費率高める原因となっている。

更に、排気ターボ過給の場合は、排気タービンケーシングなどに過大な熱応力を加え、信頼性にも悪影響を与えている。

当量比に近い燃料と空気の混合気を吸入するオットーサイクルエンジンにおいて、負荷を低減するためには、絞り弁によりエンジンの混合気吸入量を絞ることが行なわれているが、この絞りにより生ずる吸気の負圧は部分負荷時の動力損失を増加させるばかりでなく、圧縮された混合気の密度の低下による不完全燃焼または燃焼速度の低下は更に図示熱効率を低下せしめる。

特に、絞り損失の低減及び $\text{NO}_x$ の低減を目的とした排気再循環（以下EGRと称す）及び稀薄混合気燃焼は燃焼不良を招き、HCの排出量を増大する結果その量が制限されていた。

また、寒地における始動では圧縮比が充分に高くないため、始動困難となっていた。

〈発明が解決しようとする課題〉

本発明は上記に鑑み、エンジンの前負時の圧縮比をノッキング発生により制約される最大値となるよう調節し、圧縮比より大きな膨脹比を設定することによって熱効率を高め、排気温度を下げることに伴って、部分負荷時には、更に圧縮比を高め、EGRまたは稀薄混合気であっても良好な燃焼を行って熱効率を向上せしめることを目的として案出されたものである。

〈問題を解決するための手段〉

前記目的を達成するための本発明のエンジンの構成は、吸、排気弁を備えたエンジンの前記吸気弁の開時期を下死点後60度ないし140度に設定し、エンジンの膨脹比を全圧縮比より高く1.1ないし1.6に設定するとともに、前記吸気弁の駆動カム軸に弁開閉時期調整装置を介装し、且つエンジンにノックセンサと該センサの信号により弁開閉時期調整装置を制御するアクチュエータを備え、前記ノックセンサによりノッキングを発生初期に捉らえてその信号により前記アクチュエータを介して弁開閉時期調整装置により前記吸気弁の

圧縮比と膨脹比を同一にする従来公知のオットーサイクルエンジン（以下エンジンと称す）では、前記の如くノッキング現象に制約され、圧縮比の制限、従って膨脹比も制限されて、全負荷時の熱効率の低下、高すぎる排気温度によるエンジンの信頼性の低下等を生ずる。また、圧縮比の低い過給エンジンでは更に排気温度が高く、排気温度低下の目的で過濃な混合気が使われるので、燃料消費率を高めているばかりか、排気ターボ過給の場合には、排気タービンの熱負荷を増大して排気タービンケーシングへの高価な耐熱合金の使用を余儀なくさせている。

また、エンジンの部分負荷時には、圧縮された混合気の密度の低下が生じ、更に絞り損失の低減及び $\text{NO}_x$ 低減の目的でEGR及び稀薄混合気の使用することは燃焼不良を生じ、要求されるEGR量及び充分に稀薄な混合気を使用できないのが現状である。しかし、このとき更に圧縮比を高め、圧縮温度を高め、良好な燃焼を生ぜしめて熱効率の向上を図ることは現状では不可能である。

閉時期を遅らせ、実質的圧縮比を調節するものである。

〈作用〉

上記構成により、エンジンの全負荷においては、吸気弁は吸気行程の下死点近くで閉じようとするが、このとき圧縮比が膨脹比と同一となって高すぎ、ノッキングを発生する。

前記ノックセンサはこれを直ちに感知し、アクチュエータに命じて前記吸気弁の開時期を遅らせ、これを圧縮行程途中にて閉じ、圧縮行程の長さを短縮するから、実質的な圧縮比が低下し、ノッキングが回避される。このとき、圧縮比は通常のエンジン程度に低下し、過給した場合には、圧縮された空気の密度及び温度は更に高くなり、ノッキングが発生することから、ノックセンサと弁開閉時期調整装置が協働して吸気弁の開時期は更に遅らされ、実質的圧縮比を更に低下させるが、膨脹比は通常のエンジンより高く、従って熱効率が改善される。

エンジンの部分負荷時には、スロットルバルブ

を絞ることによって実質的圧縮比は低下してノッキングは発生せず、吸気弁の開閉時期を早めて実質的圧縮比が高められるが、ノックセンサのノッキング感知により最高圧縮比が選択され、これによりノッキング直前の良好な燃焼状態を維持し、指示効率を高め、熱効率が改善される。

また、部分負荷時においてEGRにより絞り損失を低減し、同様に稀薄混合気の使用によって過剰な空気を吸入して絞り損失を低減するばかりか、空気サイクルに近づけて熱効率が更に改善される。NO<sub>x</sub>を低減しようとする場合、通常のエンジンでは燃焼不良となるが、ノックセンサと弁開閉時期調整装置との協働によりノッキング限界近くまで吸気弁開閉時期を早めることによって実質的圧縮比を高め、圧縮密度及び温度を高めて燃焼が改善される。

#### ＜実施例＞

以下、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

本発明オットーサイクルエンジンは、基本的に

含む弁開閉時期調整装置を示し、前記吸気弁8は吸気カム軸14の一部に形成された吸気カム7により開閉され、該吸気カム軸14は軸受15によって支持されていて、その一端には左ねじヘリカルスプライン14aが形成されている。16はクラック軸（図示せず）と歯車機構を介して伝導連結されたタイミングギヤで、該ギヤ16と一体の回転軸17はベアリング18、19を介してエンジンに取り付けたブラケット20に支持されるとともに、端部には右ねじヘリカルスプライン17aを形成し、前記左ねじヘリカルスプライン14aとの間を、内側に上記両スプラインと噛み合う突起21a、21bを形成した調整駒21により連結している。

22は調整レバーで、軸23により支持され、一端は前記調整駒21の凹部21cに嵌入されている。これによって、例えば第3、4図の場合、調整レバー22により調整駒21を左方に移動すれば、吸気カム軸14は回転軸17に対して所定の方向に角変位し、調整駒21を右方に移動する

は第2図に示すように、シリンダ1内でピストン2が啓動し、コンロッド3によりクランク軸（図示せず）を回転せしめる4サイクルエンジンにおいて、そのシリンダヘッド4に前記シリンダ1に臨んで点火栓5を、また吸気口6には吸気カム7によって開閉される吸気弁8と燃料噴射弁9が、更に排気口10には排気弁11とが夫々設置されたもので、前記点火栓5はエンジンのクランク軸と同期して点火作動を行い、また、吸気弁8及び排気弁11も前記クランク軸と同期して周知のバルブ開閉機構により開閉されるもので、前記排気弁11の開閉時期は通常のエンジンと同様に設定してあり、吸気弁8は後述する弁開閉時期調整装置によって、開閉時期はエンジンの運転状態に応じて変えられる。

第1図に示すように、前記吸気口6と連通して吸気マニホールド12が設けられ、吸気通路が形成され、該吸気通路には絞り弁13が配設されている。

第3図及び第4図は前記吸気弁8の開閉機構を

ことによって前記と逆方向に角変位させることができる。このように調整駒21の軸方向の移動によって吸気カム軸14の回転タイミングを変え、吸気弁8の開閉時期が調整される。

第1図は上記弁開閉時期調整装置をもつ吸気弁を有する本発明4サイクルオットーサイクルエンジンを示すもので、エンジンEの外壁にはノックセンサ24が取付けてある。該ノックセンサ24は、ノッキングエンジンの振動に感応して信号を発するもので、この信号は配線25、26を介して、電源27よりの電気エネルギーの供給を受けるアクチュエータ28に伝達される。

上記ノッキング信号を受けたアクチュエータ28は、ピン29を固定したロッド30を左方に押し出し、レバー22を軸23を中心に時計方向に回転させ、調整駒21を右方に押し、前述のように吸気弁8の開閉時期を遅らせ、エンジンの実質的圧縮比を低下させるのである。図中31はクランク軸の先端32に固定されたクランク歯車で、前記タイミングギヤ16を駆動するものであり、

33は排気管である。尚過給装置は通常のもを(4)使用するので図示していない。

次に上記実施例の作動を説明する。

本発明の4サイクルオットーエンジンでは、膨脹比を例えば「11ないし16」と通常のオットーサイクルエンジンの「10」よりも遥かに高く設定してある。全負荷時においては、吸気弁8の開時期はアクチュエータ28によって、通常のエンジンと同様に、吸気行程下死点後50°付近で閉じられようとするが、このとき圧縮比は膨脹比と略同じになり、結果として圧縮比が高すぎ、エンジン運転開始時には当然にノッキングを発生する。しかし、このノッキングの信号は直ちにノックセンサ24に感知され、その信号がアクチュエータ28に伝えられる。これによって、アクチュエータ28はロッド30を動かし、前記の如く吸気弁8の開時期を遅らせ、圧縮行程の途中にて閉じることになる。

なお、上記においてノックセンサ24と弁開閉時期調整装置とが協働する代りに、エンジンの運

吸気マニホールド12から成る吸気路側へ押し戻し、圧縮行程途中の点2で、吸気下死点後約90°で吸気弁8は閉じる。従って、実質的な圧縮行程は点2より開始され、点3の圧縮上死点で終了するから、実質的圧縮比は低下し、圧縮圧力は点4と点7よりも低下した点3となり、同時に圧縮温度も低下してその後のノッキングが回避されるのである。

ノッキング限界に例えば圧縮比「10」を設定した従来公知のエンジンでは、前記の如く膨脹比も10となり、シリンダ内で発生する図示仕事量は第5図点2-3-4-8-2で囲まれる面積となるが、本発明のエンジンの場合は、膨脹行程は点4-5と通常のエンジンの点4-8よりも長く、従って、膨脹比が大きいから、図示仕事量は第5図点2-3-4-5-6-2で囲まれた面積となるから、結局、点2-8-5-6-2で囲まれる面積分(影線部)だけ通常のエンジンより面積、即ち図示仕事量が大きく、点1-2間で供給された混合気の量、燃料使用量は同一でありながら出

転状態に応じて、即ち、エンジン水温、エンジン回転速度、アクセルペダルの踏み代及びエンジンが吸入する混合気の組成などによりエンジンの運転状態を感知して、ノッキングを予測しそれに対応するように弁開閉時期調整装置を作動させ、吸気弁8の開時期を変化させることは、本発明の要旨を何ら変えるものではないことを付言しておく。

上記経過を第5図のp-v線図により説明すれば、吸気行程の上死点の点1より吸気を始め、下死点の点6で吸気を終了し、点7より圧縮行程を開始する。このまゝ圧縮すれば点線のように移行し、圧縮上死点においては混合気は断熱圧縮され、圧縮圧力は点7となり、高すぎる圧力とそれに伴う高温はノッキングを発生する。このノッキングの発生は直ちにノックセンサ24により感知され、その信号に応じてアクチュエータ28は吸気弁8の開時期を遅くするよう作動するから、ノッキング感知後では、吸気行程終了後も吸気弁8は開き続け、圧縮行程においても開いている吸気弁8から一度吸入した空気を再びシリンダ1から吸気口6、

力は向上し、従って熱効率は高まるのである。

上記のように同一燃料量で仕事量が多いということは、別の言葉で言えば、点8より更に点5まで膨脹すれば、排気温度は低下し、エンジン各部の熱負荷を低減し得ると言うことになる。

過給した場合は、高い吸気圧力によってノッキングを発生するから、ノックセンサ24と弁開閉時期調整装置との協働により更に実質的圧縮比を低下させるように吸気弁8の開じ時期は遅らされ、第5図の点2は更に左方となる。このとき実質的圧縮比は更に低下するが、大きな膨脹比は変ることがなく、熱効率の低下や排気温度が高まることもない。

更に、圧縮比を高めうる大気状態やエンジンの作動状態、例えば、大気温度が低いときまたはエンジンの軽負荷運転時のように燃焼室壁温度が低い場合には、吸気弁8の開じ時期を早め、圧縮比を高めることにより、第5図の点2は右方に移動することになり、エンジンEの吸気量は増大し、出力を増加させる機能を本発明のエンジンは有し

ている。

このことは、例えば自動車の停車からの加速において、連続高負荷走行時より一時的に高出力を発生し、加速能力を高めることができることを示している。

次に部分負荷時においては、これを第6図のp-v線図（理解し易いように負圧は正圧の5倍のスケールで記入した）により説明すると、従来公知のエンジンではスロットルバルブにより吸気を絞り、吸気行程において吸気圧力は点10まで低下し、点11で吸気行程を終了する。このときの吸気温度は点1より点10までの断熱膨脹によって低下するが、点1-10-11-12-1で囲まれた仕事量によって、換言すれば点1と点10の圧力差によって加速された空気の流れは減速されるとき熱に変換されて再び大気温度に回復し、点11の温度は略大気温度となり、点11より圧縮行程となり、点12で大気圧となり、点1-12が大気圧換算で吸入した混合気の量となる。点13の圧縮上死点では、全負荷時と同じ圧縮比、

エンジンと同じ圧縮圧力、温度となるが、本発明のエンジンでは膨脹比が大きく設定されているので、前述のように、点16-15-18-19-16で囲まれた面積だけ通常のエンジンより図示仕事量は大きく、従って熱効率を改善しうるのである。

更に、点1-12と上記と同じ理論混合比の混合気とともに、点12-20によって示される量のEGRまたは過剰な空気の吸入による稀薄混合気を燃焼させる場合燃焼不良を発生しやすくなるが、本発明のエンジンでは、吸気弁8を吸気下死点、第6図の点17で閉じることにより、圧縮行程は点17より開始され、点21まで、例えば圧縮比16で圧縮すれば圧力も温度も高まり良好な燃焼をさせることができるのである。

このとき、過大な圧縮比によってノッキングすれば、前述の如くノックセンサ24とアクチュエータ28との協働により吸気弁8の閉弁時期を遅らせることによって実質的な圧縮比を下げてノッキングを回避することもできるし、更にEGR量や空気量を増大してノッキングし難い混合気とし

(5)

同じ圧縮温度となるが、前負荷時に比し密度は低く、燃焼速度は遅くなり、p-v線図は第6図の1点鎖線の点13-22となり、斜線で示した点13-14-22-13で囲まれる面積分（影線部）だけ仕事量は失われ、このときの図示仕事量は点12-13-22-15-16-12で囲まれた面積となり、熱効率は低下しているのが現状である。

特に、公害対策や図示熱効率向上の目的でEGRや、空気/燃料比を大きくした稀薄混合気の使用は燃焼不良を生じ易く、前述のように図示熱効率が低下し、オットーサイクルエンジンの部分負荷時の熱効率向上を阻害する要因となっているのが現状である。

本発明のエンジンの吸気行程においては、スロットルバルブ13によって点10まで吸気圧力を下げ、点17で吸気行程を終え、次に圧縮行程に入るが、依然として吸気8は開き続け、圧縮行程の途中の点11で閉じる。これにより実質的圧縮行程は点11から始まり、点13では通常のエン

でノッキングを回避することも可能で、良好な燃焼と大きな膨脹比により、絞り損失のある部分負荷時においても高い図示熱効率とすることができるのである。

始動時においても、本発明のエンジンは圧縮比を膨脹比まで、吸気弁8の開弁時期を早めることによって高めることが可能で、圧縮圧力と温度を高め、低温始動が容易になるのである。

（発明の効果）

本発明は上述の如く、エンジンの膨脹比を全負荷の圧縮比より高く設定し、該エンジンの吸気弁を、ノックセンサによりノッキング発生初期にこれを捉えてその信号により前記弁開閉時期調整装置を介して前記吸気弁の開弁時期を遅くし、実質的圧縮比を調節するように構成したので、エンジンの圧縮比は、過給時においても、無過給全負荷時においても、更にEGRまたは稀薄混合気を用いた部分負荷時にも、ノッキング限界近くに維持され、良好な燃焼と高い膨脹比によって熱効率を著しく向上させることができる。

(6)

また、本発明のエンジンの膨脹比をディーゼルエンジンと同程度とすれば、オットーサイクルの方がディーゼルサイクルより図示熱効率が高く、圧縮比の低いオットーサイクルの方が燃焼圧力は低く、従って摩擦損失が少ないばかりか、軽いピストン、コンロッド等は更に摩擦損失を低減し、燃料消費率をディーゼルエンジンより低下させることも可能となる。

ディーゼルエンジンは $\text{NO}_x$ 、 $\text{HC}$ 、 $\text{CO}$ などの排気量が三元触媒を使うオットーサイクルエンジンより多く、パティキュレートに到っては解決の目途さえついていない今日、本発明によるエンジンは熱効率もディーゼルエンジンより高まるばかりか、排出物規制問題をも解決することができるという大きなメリットがある。

#### 4. 図面の簡単な説明

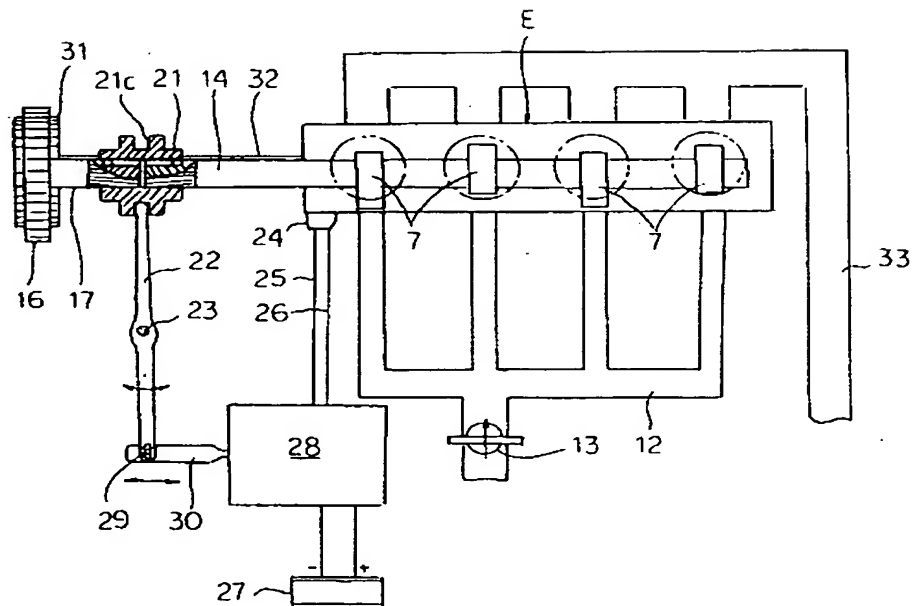
第1図は本発明オットーサイクルエンジンの全体構成図、第2図は要部断面図、第3図、第4図は弁開閉時期調整装置の断面図、第5図、第6図は本発明エンジンの性能曲線図である。

1 ; シリンダ、2 ; ピストン、  
4 ; シリンダヘッド、6 ; 吸気口、7 ; 吸気カム  
8 ; 吸気弁、10 ; 排気口、11 ; 排気弁、  
12 ; 吸気マニホールド、13 ; 絞り弁、  
14 ; 吸気カム軸、17 ; 回転軸  
18、19 ; ベアリング、21 ; 調整駒、  
22 ; 調整レバー、24 ; ノックセンサ、  
28 ; アクチュエータ、30 ; ロッド。

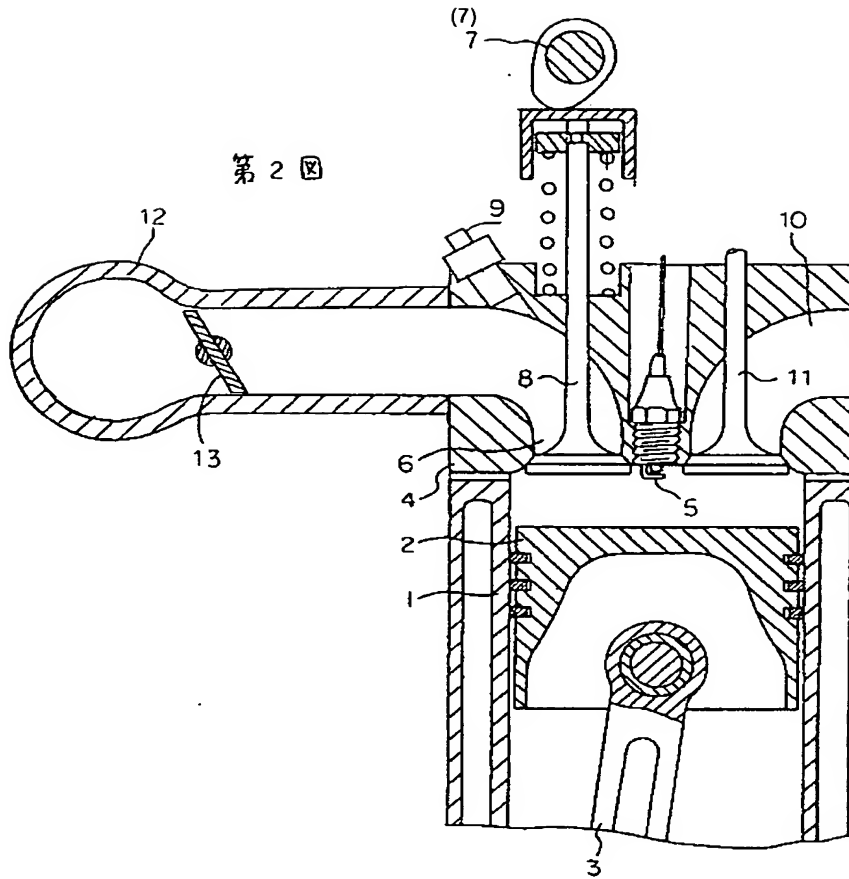
特許出願人 株式会社兼坂技術研究所  
代理人 井理士 椎原英



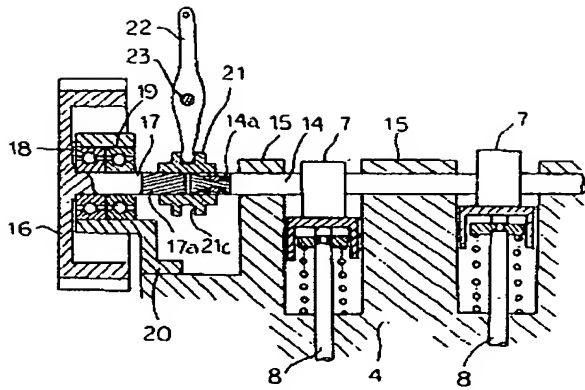
第1図



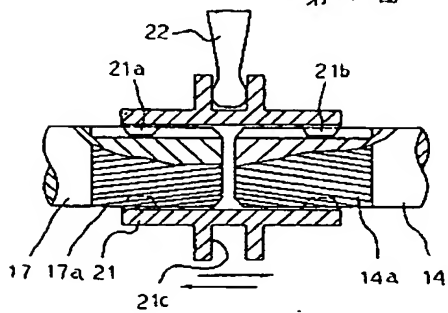
第 2 図



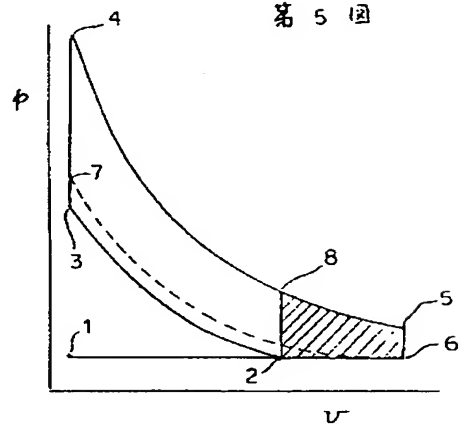
第 3 図



第 4 図



第 5 図



第 6 図

